

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 7月18日

出願番号

Application Number:

特願2002-209837

[ST.10/C]:

[JP2002-209837]

出願人

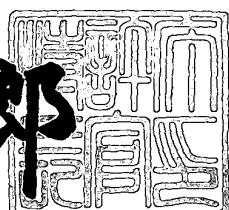
Applicant(s):

三菱マテリアル株式会社

2003年 6月16日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3046908

【書類名】 特許願

【整理番号】 J96243A1

【提出日】 平成14年 7月18日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 B22F 3/00

【発明の名称】 オイルポンプローラ

【請求項の数】 6

【発明者】

【住所又は居所】 新潟県新潟市小金町3丁目1番1号 三菱マテリアル株式会社 新潟製作所内

【氏名】 細野 克明

【特許出願人】

【識別番号】 000006264

【氏名又は名称】 三菱マテリアル株式会社

【代理人】

【識別番号】 100064908

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 正武

【選任した代理人】

【識別番号】 100108578

【弁理士】

【氏名又は名称】 高橋 詔男

【選任した代理人】

【識別番号】 100101465

【弁理士】

【氏名又は名称】 青山 正和

【選任した代理人】

【識別番号】 100117189

【弁理士】

【氏名又は名称】 江口 昭彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100120396

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉浦 秀幸

【選任した代理人】

【識別番号】 100108453

【弁理士】

【氏名又は名称】 村山 靖彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100106057

【弁理士】

【氏名又は名称】 柳井 則子

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008707

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0205685

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 オイルポンプロータ

【特許請求の範囲】

【請求項1】 Z_i 枚 (Z_i は自然数) の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う Z_o 枚 (Z_o は自然数) の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータの歯先部が、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、

前記インナーロータの歯溝部が、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータが、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形とし、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先部の歯形として形成され、

前記インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、前記アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた前記外歯部分曲線間の距離を α とするとき、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \quad \phi D_o = (Z_i + 1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4$$

を満たすことを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項2】 離間させた前記外歯部分曲線間の距離 α が、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5$$

を満たすことを特徴とする請求項1に記載のオイルポンプロータ。

【請求項3】 Z_i 枚 (Z_i は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う Z_o 枚 (Z_o は自然数) 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータが、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先部の歯形とし、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形として形成され、

前記アウターロータの歯溝部が、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、

前記インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、前記アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた前記内歯部分曲線間の距離を β とするとき、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \beta \leq 3t/4$$

を満たすことを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項4】 離間させた前記内歯部分曲線間の距離 β が、

$$2t/5 \leq \beta \leq 3t/5$$

を満たすことを特徴とする請求項3に記載のオイルポンプロータ。

【請求項5】 Z_i 枚 (Z_i は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う Z_o 枚 (Z_o は自然数) 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータの歯先部が、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、

前記インナーロータの歯溝部が、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータの歯溝部が、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形と

して形成され、

前記インナーロータの基礎円D_iの直径をφD_i、外転円A_iの直径をφA_i、内転円B_iの直径をφB_i、前記アウターロータの基礎円D_oの直径をφD_o、外転円A_oの直径をφA_o、内転円B_oの直径をφB_o、インナーロータとアウターロータとの偏心量をe、チップクリアランスをt、離間させた前記外歯部分曲線間の距離をα、前記内歯部分曲線間の距離をβとするとき、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4, t/4 \leq \beta \leq 3t/4$$

を満たすことを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項6】 離間させた前記外歯部分曲線間の距離α、前記内歯部分曲線間の距離βが、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5, 2t/5 \leq \beta \leq 3t/5$$

を満たすことを特徴とする請求項5に記載のオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、インナーロータとアウターロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプロータに関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として、小型で構造が簡単な内接歯車型のオイルポンプが広範囲に利用されている。このようなオイルポンプは、n (nは自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合うn+1枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入さ

れる吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

このような内接歯車型のオイルポンプでは、雑音の低減、機械効率の向上を目的として、両ロータの歯先間に適切な大きさのチップクリアランスを設定したり、サイクロイド曲線等により構成される歯形を補正する等の工夫が加えられている。具体的には、アウターロータの歯形について均等追い込みを行うことで両ロータの歯面間にクリアランスを設けたり、サイクロイド曲線を平坦化する補正等の、様々な対策が講じられている。

【0004】

しかしながら、歯形の均等追い込みによるチップクリアランスの設定や、サイクロイド曲線を創成する転円径を調整したり歯形の一部分を直線で構成したりすることによるサイクロイド曲線の平坦化などのような従来検討されてきた対策では、チップクリアランスが適切に設定される一方で歯面全体のクリアランスが大きくなってしまい、ロータ間のがたつきや歯面間の滑り等によるトルク伝達の損失増大、ロータ同士の衝撃による騒音等の問題があった。

さらに、歯面形状の設定により歯面間のクリアランスが不適切になると、流体の圧力脈動が発生あるいは増大し、これによるポンプ性能や機械効率の低下、騒音等が発生するという問題があった。

【0005】

本発明は、このような問題点に鑑みてなされたもので、互いに噛み合うインナーロータおよびアウターロータの歯形を適切な形状に設定し、ポンプ性能や機械効率の低下防止、騒音の発生防止を図ることを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために、本発明のオイルポンプロータは、歯先部を形成す

るサイクロイド曲線を2等分して歯先頂点の接線方向に互いに離間させることにより、歯先部の歯幅を広げ、両ロータの噛み合いにおける歯幅方向の歯面間隔（クリアランス）を小さくすることを特徴としている。

【0007】

すなわち、請求項1の発明に係るオイルポンプロータは、インナーロータの歯先部が、基礎円D_iに外接して滑りなく転がる外転円A_iによって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成されることを特徴としている。

【0008】

このオイルポンプロータにおいて、インナーロータの歯溝部は、基礎円D_iに内接して滑りなく転がる内転円B_iによって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。また、アウターロータは、基礎円D_oに外接して滑りなく転がる外転円A_oによって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形とし、基礎円D_oに内接して滑りなく転がる内接円B_oによって創成される内転サイクロイド曲線を歯先部の歯形として形成されている。

【0009】

そして、このオイルポンプロータでは、インナーロータの基礎円D_iの直径をφD_i、外転円A_iの直径をφA_i、内転円B_iの直径をφB_i、アウターロータの基礎円D_oの直径をφD_o、外転円A_oの直径をφA_o、内転円B_oの直径をφB_o、インナーロータとアウターロータとの偏心量をe、チップクリアランスをt、離間させた外歯部分曲線間の距離をαとするとき、両ロータは、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \quad \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \quad \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4$$

を満たして形成される。

【0010】

また、このオイルポンプロータにおいて、離間させた外歯部分曲線間の距離 α が、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5$$

を満たすことがより好ましい。

【0011】

請求項3の発明に係るオイルポンプロータは、アウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線で形成されていることを特徴としている。

【0012】

このオイルポンプロータにおいて、アウターロータの歯溝部は、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。

また、インナーロータは、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先部の歯形とし、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形として形成されている。

【0013】

そして、このオイルポンプロータでは、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた内歯部分曲線間の距離を β とするとき、両ロータは、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \quad \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \beta \leq 3t/4$$

を満たして形成される。

【0014】

また、このオイルポンプロータにおいて、離間させた内歯部分曲線間の距離 β が、

$$2t/5 \leq \beta \leq 3t/5$$

を満たすことがより好ましい。

【0015】

請求項5の発明に係るオイルポンプロータは、インナーロータの歯先部が、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、かつアウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を歯先頂点の接線方向に離間させ、離間させたこれら内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成されていることを特徴としている。

【0016】

このオイルポンプロータにおいて、インナーロータの歯溝部は、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。

また、アウターロータの歯溝部は、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。

【0017】

そして、このオイルポンプロータでは、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロー

タの基礎円D_oの直径をφD_o、外転円A_oの直径をφA_o、内転円B_oの直径をφB_o、インナーロータとアウターロータとの偏心量をe、チップクリアランスをt、離間させた外歯部分曲線間の距離をα、内歯部分曲線間の距離をβとするとき、両ロータは、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \quad \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \quad \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4, \quad t/4 \leq \beta \leq 3t/4$$

を満たして形成される。

【0018】

また、このオイルポンプロータにおいて、離間させた外歯部分曲線間の距離α、内歯部分曲線間の距離βが、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5, \quad 2t/5 \leq \beta \leq 3t/5$$

を満たすことがより好ましい。

【0019】

この発明によれば、インナーロータおよびアウターロータの少なくともいずれかの歯形が、歯面を歯先頂点の接線方向に変位させることにより歯先の周方向歯厚を僅かに大きくして形成されているので、チップクリアランスだけでなく歯面全体のクリアランスが適切に設定されたオイルポンプロータを得ることができる。

【0020】

すなわち、チップクリアランス等の形状が適切に形成されたオイルポンプロータの形状に基づき、歯先頂点の接線方向に歯先部の歯面を大きくして形成されることにより、歯先の先端位置が変化せずに周方向歯厚が大きくなっているので、従来よりもさらに静肅性や機械性能の優れたオイルポンプロータを得ることができる。

【0021】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の実施形態について説明する。

図1に示すオイルポンプは、 Z_i 枚（ Z_i は自然数、本実施形態においては $Z_i = 10$ ）の外歯11が形成されたインナーロータ10と、各外歯11と噛み合う Z_0 枚（本実施形態では $Z_0 = Z_i + 1 = 11$ ）の内歯21が形成されたアウターロータ20とを備え、これらインナーロータ10とアウターロータ20とがケーシング30の内部に収納されている。

【0022】

インナーロータ10、アウターロータ20の歯面間には、両ロータ10、20の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ10、20の回転方向前側と後側で、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング30によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セルCは両ロータ10、20の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0023】

ケーシング30には面積が増大するときのセルCに連通する吸入ポートと、減少するときのセルCに連通する吐出ポートとが設けられていて、吸入ポートからセルCに吸入された流体が両ロータ10、20の回転に伴い回転移動して吐出ポートから吐出されるようになっている。

【0024】

インナーロータ10とアウターロータ20とは、インナーロータ10の外歯11の歯先部12先端と、アウターロータ20の内歯21の歯先部22先端とが正対する回転位置において両歯先間に生じるクリアランス（チップクリアランス）、およびこの回転位置関係においてインナーロータ10の歯先部12とアウターロータ20の歯溝部23とが噛み合う部分での、インナーロータ10の歯先部12先端とアウターロータ20の歯溝部23中央との間に生じるクリアランスが、それぞれ均等の $t/2$ となるように、中心 O_i 、 O_0 を偏心量 e だけ偏心させて配置されている。

【0025】

インナーロータ10は、回転軸に取り付けられて中心O_iを中心として回転可能に支持されており、インナーロータ10の基礎円D_i（直径φD_i）に外接して滑りなく転がる外転円A_i（直径φA_i）によって創成される外転サイクロイド曲線16と、基礎円D_iに内接して滑りなく転がる内転円B_i（直径φB_i）によって創成される内転サイクロイド曲線17とを元にして外歯11の歯形が形成されている。

【0026】

アウターロータ20は、中心O_oをインナーロータ10の中心O_iに対して偏心（偏心量：e）させて配置され、中心O_oを中心として回転可能に支持されている。アウターロータ20の内歯21は、基礎円D_o（直径φD_o）に外接して滑りなく転がる外転円A_o（直径φA_o）によって創成される外転サイクロイド曲線27と、基礎円D_oに内接して滑りなく転がる内転円B_o（直径φB_o）によって創成される内転サイクロイド曲線26とを元にして歯形が形成されている

【0027】

ここで、インナーロータ10とアウターロータ20との間には、以下の関係式が成り立つ。なお、ここでは寸法単位をmm（ミリメートル）とする。

【0028】

インナーロータ10の歯形状を形成する元となる曲線について、外転円A_iおよび内転円B_iの転がり距離が基礎円D_iの円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \pi \cdot (\phi A_i + \phi B_i)$$

$$\text{すなわち } \phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i) \quad \dots \text{ (Ia)}$$

【0029】

同様に、アウターロータ20の歯形状を形成する元となる曲線について、外転円A_oおよび内転円B_oの転がり距離が基礎円D_oの円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot \phi D_o = Z_o \cdot \pi \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

すなわち $\phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$ … (Ib)

【0030】

つぎに、インナーロータ10とアウターロータ20とが噛み合うことから、

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e \quad \dots \text{(II)}$$

上記式 (Ia), (Ib), (II) から、

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o \quad \dots \text{(III)}$$

【0031】

さらに、両ロータ10, 20のかみ合い位置から半回転進んだ位置において外歯11の歯先と内歯21の歯先とが対峙するときに両歯先間に形成されるチップクリアランスから、

$$\phi A_i + t/2 = \phi A_o$$

$$\phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

の関係を満たす。

【0032】

ここで、インナーロータ10の外歯11の詳細形状について図2 (a) ~図2 (c) を参照して説明する。インナーロータ10の外歯11は、歯先部12および歯溝部13が周方向に交互に連続して形成されている。

【0033】

歯先部12の形状を描くには、まず、外転円A_iによる外転サイクロイド曲線16 (図2 (a)) を、歯先頂点Aで2等分し、外歯部分曲線12a, 12bとする。

次いで、図2 (b) に示すように、外歯部分曲線12a, 12bを歯先頂点Aの接線方向に変位して、両曲線12a, 12bの間を距離 α だけ離間させる。

そして、図2 (c) に示すように、離間された両曲線12a, 12b間を、曲線または直線からなる補間線14でつなぎ、得られた連続線を歯先部12の歯面形状とする。

すなわち、歯先部12は、互いに離間された外歯部分曲線12aおよび外歯部分曲線12bと、両曲線12a, 12b間をつなぐ補間線14とからなる連続線で形成されている。

【0034】

これによりインナーロータ10の歯先部12は、単純な外転サイクロイド曲線16のみからなる歯先形状と比較して、挿入された補間線14の分だけ周方向に歯厚が大きい形状となっている。なお、本実施形態では、両外歯部分曲線12a, 12b間をつなぐ補間線14は直線としている。

【0035】

このように周方向の歯厚が増大された歯先部12に対して、本実施形態では歯溝部13の幅を減少させて形成することにより、歯面形状を全周にわたって滑らかに連続させている。

すなわち、歯溝部13の形状を描くには、まず、内転円Biによる内転サイクロイド曲線17(図2(a))を、歯溝中央点Bで2等分し、部分曲線13a, 13bとする。

次いで、図2(b)に示すように、両曲線13a, 13bの端点が歯先部12を描く連続線の端点に接続するように、部分曲線13a, 13bを歯溝中央点Bの接線方向に変位する。このとき、両曲線13a, 13bは歯溝中央点Bを中心として交差する。

そして、図2(c)に示すように、両曲線13a, 13bを包絡する滑らかな連続線を、歯溝部13の歯面形状とする。

これにより歯溝部13は、単純な内転サイクロイド曲線17のみからなる歯溝形状と比較して、歯先部12に挿入された補間線14の分だけ周方向の幅が小さい形状となっている。

【0036】

つまり、インナーロータ10の外歯11は、外転円Aiと内転円Biとによって創成される外転サイクロイド曲線16および内転サイクロイド曲線17をそのまま歯面形状とした場合と比較して、歯先部12の周方向歯厚が増大されるとともに歯溝部13の周方向幅が縮小された形状となる。

【0037】

ここで、2つの外歯部分曲線12a, 12b間の距離 α は、

$$t/4 \leq \alpha$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$2t/5 \leq \alpha$$

の範囲を満たして設定されることにより、アウターロータ20に対する歯面間のクリアランスが適切となり、十分に静肅性が向上される。

【0038】

また、2つの外歯部分曲線12a, 12b間の距離 α は、

$$\alpha \leq 3t/4$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$\alpha \leq 3t/5$$

の範囲を満たして設定されることにより、アウターロータ20に対するクリアランスが小さくなりすぎることを防ぎ、オイルポンプロータの回転不能・摩耗量の増大・耐久性の低下を防止することができる。

【0039】

つぎに、アウターロータ20の内歯21の形状について図3(a)～図3(c)を参照して説明する。内歯21は、歯先部22および歯溝部23が周方向に交互に連続して形成されている。

【0040】

歯先部22の形状を描くには、まず、内転円B₀による内転サイクロイド曲線26(図3(a))を、歯先頂点Cで2等分し、内歯部分曲線22a, 22bとする。

次いで、図3(b)に示すように、内歯部分曲線22a, 22bを歯先頂点Cの接線方向に変位して、両曲線22a, 22b間を距離 β だけ離間させる。

そして、図3(c)に示すように、離間された内歯部分曲線22a, 22b間を、曲線または直線からなる補間線24でつなぎ、得られた連続線を歯先部22の形状とする。

すなわち、歯先部22は、互いに離間された内歯部分曲線22aおよび内歯部分曲線22bと、両曲線22a, 22b間をつなぐ補間線24とからなる連続線で形成されている。

【0041】

これにより歯先部22は、単純な内転サイクロイド曲線26のみからなる歯先形状と比較して、挿入された補間線24の分だけ周方向に歯厚が大きい形状となっている。なお、本実施形態では、両内歯部分曲線22a, 22b間をつなぐ補間線24は直線としている。

【0042】

このように周方向の歯厚が増大された歯先部22に対して、本実施形態では歯溝部23の幅を減少させて形成することにより、歯面形状を全周にわたって滑らかに連続させている。

すなわち、歯溝部23の形状を描くには、まず、外転円A○による外転サイクロイド曲線27(図3(a))を、歯溝中央点Dで2等分し、部分曲線23a, 23bとする。

次いで、図3(b)に示すように、歯先部22を描く連続線の端点に両曲線23a, 23bの端点を接続させるように、部分曲線23a, 23bを歯溝中央点Dの接線方向に変位させ、歯溝中央点Dを中心として交差させる。

そして、図3(c)に示すように、両曲線23a, 23bを包絡する滑らかな連続線を形成して、歯溝部23の歯面形状とする。

これにより歯溝部23は、単純な外転サイクロイド曲線27のみからなる歯溝形状と比較して、歯先部22に挿入された補間線βの分だけ周方向の幅が小さい形状となっている。

【0043】

つまり、アウターロータ20の内歯21は、外転円A○と内転円B○とによって創成される外転サイクロイド曲線27および内転サイクロイド曲線26をそのまま歯面形状とした場合と比較して、歯先部22の周方向歯厚が増大されるとともに、歯溝部23の周方向幅が縮小された形状となる。

【0044】

ここで、2つの内歯部分曲線22a, 22b間の距離βは、

$$t/4 \leq \beta$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$2t/5 \leq \beta$$

の範囲を満たして設定されることにより、インナーロータ10に対する歯面間のクリアランスが適切となり、十分に静肅性が向上される。

【0045】

また、2つの内歯部分曲線22a, 22b間の距離 β は、

$$\beta \leq 3t/4$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$\beta \leq 3t/5$$

の範囲を満たして設定されることにより、インナーロータ10に対するクリアランスが小さくなりすぎることを防ぎ、回転不能・摩耗量の増大・耐久性の低下を防止することができる。

【0046】

なお、図1は、 $\phi D_i = 52\text{ mm}$ 、 $\phi A_i = 2.5\text{ mm}$ 、 $\phi B_i = 2.7\text{ mm}$ 、 $\phi D_o = 57.2\text{ mm}$ 、 $\phi A_o = 2.56\text{ mm}$ 、 $\phi B_o = 2.64\text{ mm}$ 、 $e = 2.6$ 、 $t = 0.12\text{ mm}$ を満たし、両外歯部分曲線12a, 12b間の距離 α および両内歯部分曲線22a, 22b間の距離 β を、

$$\alpha = \beta = t/2 (= 0.06\text{ mm})$$

として形成されたインナーロータ10およびアウターロータ20を示している。

【0047】

このインナーロータ10およびアウターロータ20において、 α および β が極めて小さく実サイズでは各部分曲線の変位がわかりにくいので、図2(a)～図2(c)および図3(a)～図3(c)では、歯面の詳細形状を説明するために各変位量を大きく誇張して示しており、図1に示す実際の形状とは異なる形状となっている。

【0048】

なお、上記実施形態では、インナーロータ10およびアウターロータ20の両方について歯先部12, 22の周方向歯厚を増大させた形状としたが、本発明はこれに限定されず、インナーロータ10およびアウターロータ20のいずれか一方の歯先部を増大させた形状として、他方は上述した補正を加えずサイクロイド曲線そのものを歯面形状として形成してもよい。

【0049】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明のオイルポンプロータによれば、インナーロータおよびアウターロータの少なくともいずれかの歯形が、チップクリアランス等の形状が適切に形成されたオイルポンプロータの形状に基づいて、歯面を接線方向に変位して形成されることにより、歯先部の先端位置が変化せずに周方向歯厚が大きくなっているので、従来よりもさらに静肅性や機械性能の優れたオイルポンプロータを得ることができる。

【0050】

特に、外歯部分曲線間の距離 α および内歯部分曲線間の距離 β を、チップクリアランスの $1/4$ 以上とし、より好ましくは $2/5$ 以上することにより、両ロータの歯面間のクリアランスを小さくすることができるので、歯面間のクリアランスが大きいことにより生じるロータ同士のがたつきや脈動を防ぎ、機械効率がよく静肅性が高いオイルポンプを提供することができる。

【0051】

さらに、外歯部分曲線間の距離 α および内歯部分曲線間の距離 β を、チップクリアランスの $3/4$ 以下とし、より好ましくは $3/5$ 以下とすることにより、両ロータの歯面間のクリアランスを確保することができるので、円滑に回転し耐久性のよいオイルポンプロータを実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施形態によるオイルポンプロータを示す図である。

【図2】 図1に示すオイルポンプロータを構成するインナーロータの歯形状を示す部分拡大図である。

【図3】 図1に示すオイルポンプロータを構成するアウターロータの歯形状を示す部分拡大図である。

【符号の説明】

10 インナーロータ

11 外歯

12 歯先部

1 2 a 外歯部分曲線

1 2 b 外歯部分曲線

1 3 歯溝部

1 3 a 部分曲線

1 3 b 部分曲線

1 4 補間線

2 0 アウターロータ

2 1 内歯

2 2 歯先部

2 2 a 内歯部分曲線

2 2 b 内歯部分曲線

2 3 歯溝部

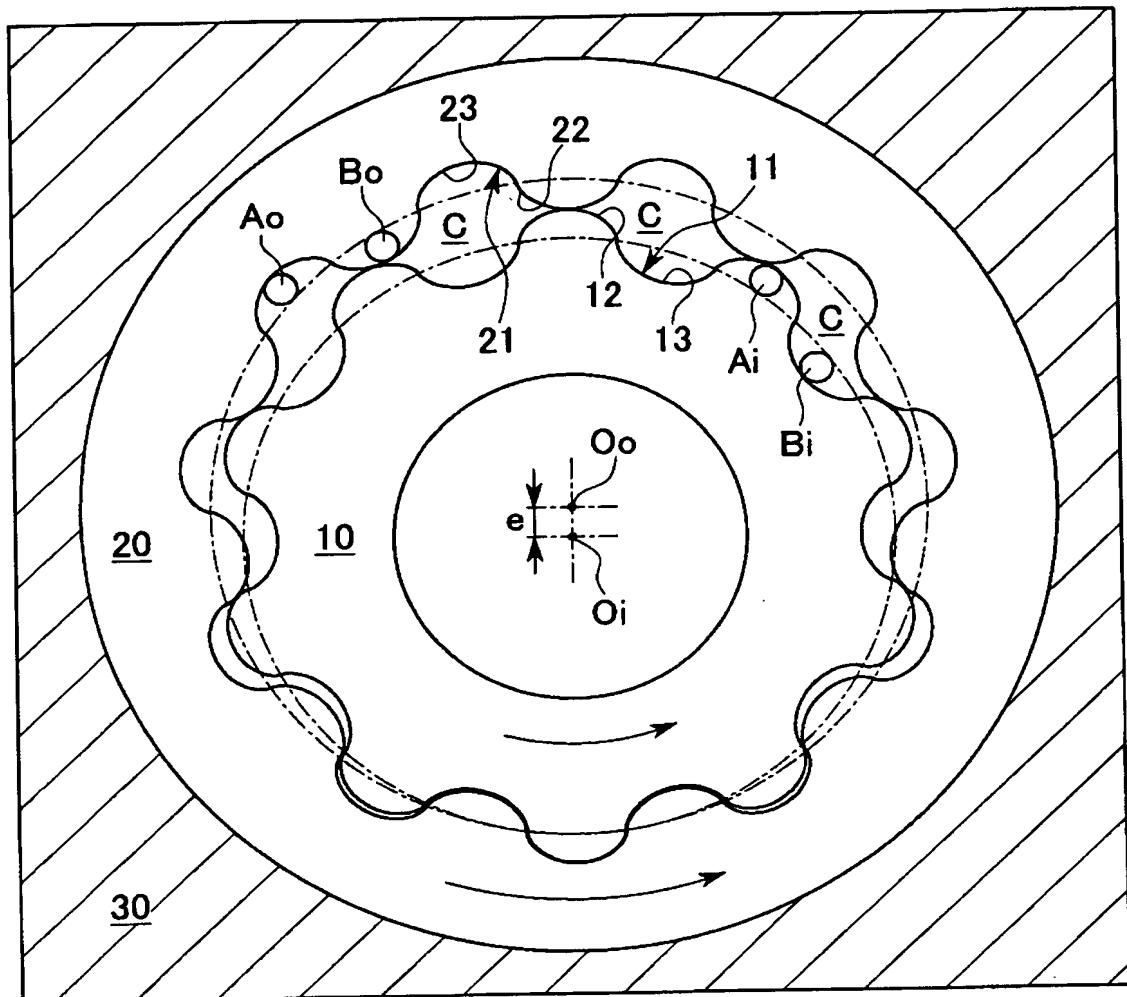
2 3 a 部分曲線

2 3 b 部分曲線

2 4 補間線

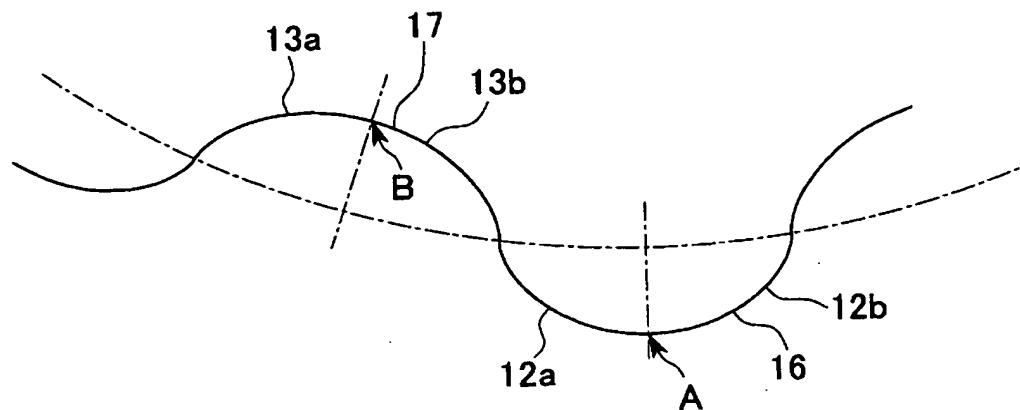
【書類名】 図面

【図1】

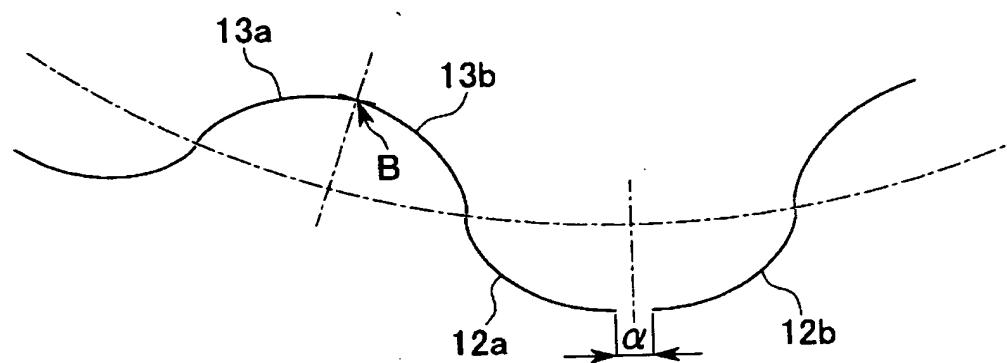


【図2】

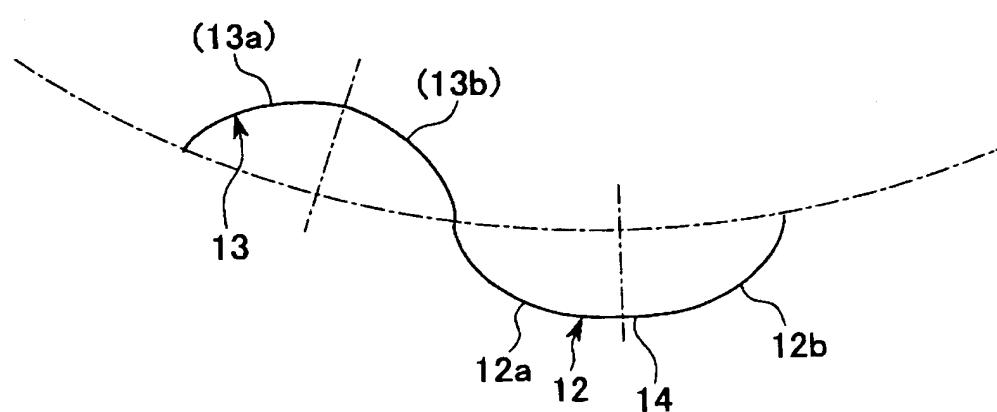
(a)



(b)

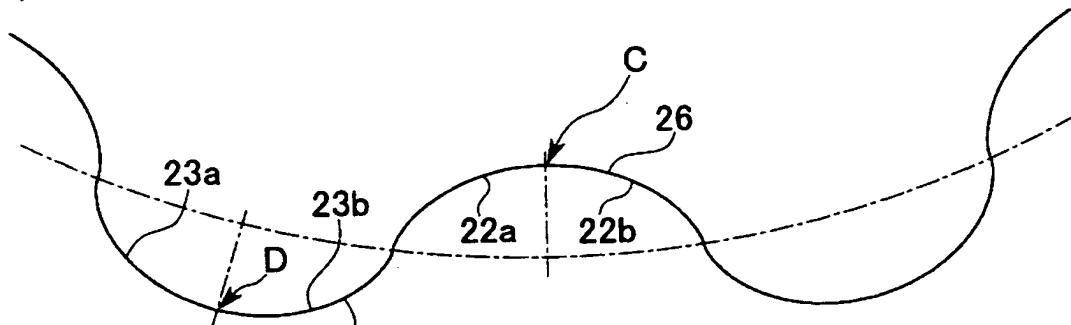


(c)

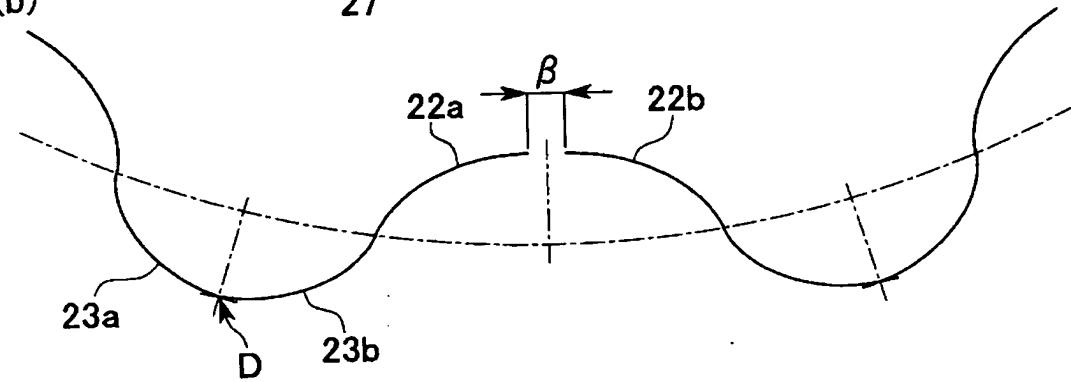


【図3】

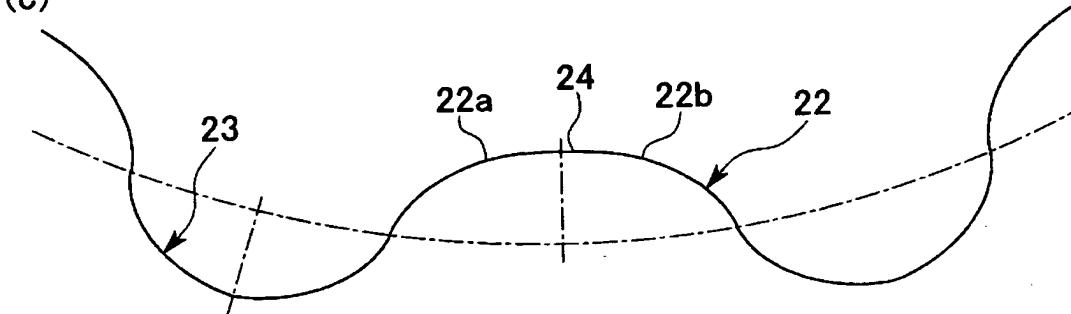
(a)



(b)



(c)



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 互いに噛み合うインナーロータおよびアウターロータの歯形を適切な形状に設定し、ポンプ性能や機械効率の低下防止、騒音の発生防止を図る。

【解決手段】 インナーロータおよびアウターロータの少なくともいずれかが、サイクロイド曲線を2等分してチップクリアランスの $1/4 \sim 3/4$ の距離離間させた曲線からなる歯面形状を有している。

【選択図】 図2

出願人履歴情報

識別番号 [000006264]

1. 変更年月日 1992年 4月10日

[変更理由] 住所変更

住 所 東京都千代田区大手町1丁目5番1号

氏 名 三菱マテリアル株式会社